

First Hit

L2: Entry 47 of 57

File: DWPI

Sep 28, 1999

DERWENT-ACC-NO: 1999-604408

DERWENT-WEEK: 199952

COPYRIGHT 2004 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Driving force allocation apparatus for four-wheel drive vehicle - has first clutch that varies transmittance capacity between first and fourth gears, and second clutch that varies transmittance capacity between second and third gears

PATENT-ASSIGNEE:

ASSIGNEE

CODE

FUJI HEAVY IND LTD

FUJH

PRIORITY-DATA: 1998JP-0070854 (March 19, 1998)



PATENT-FAMILY:


PUB-NO

PUB-DATE

LANGUAGE

PAGES

MAIN-IPC

 JP 11263140 A

September 28, 1999

024

B60K023/04

APPLICATION-DATA:

PUB-NO

APPL-DATE

APPL-NO

DESCRIPTOR

JP 11263140A

March 19, 1998

1998JP-0070854

INT-CL (IPC): B60 K 23/04; F16 D 25/14; F16 H 48/30

ABSTRACTED-PUB-NO: JP 11263140A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - A clutch (71) varies the transmittance capacity between the gears (61,64). The clutch (76) varies the transmittance capacity between the gears (62,63), and is arranged on the core of each gear (61-64). DETAILED DESCRIPTION - A differential mechanism (44) with a differential function in the left drive shafts (14,20) and right drive shafts (17,22), outputs an input driving force. The gear (56) makes any of the output shafts generate a first rotational speed to the gear (61). The gear (57) that generates a second rotational speed to the gear, is fixed to the gear (59) that makes another output shaft generate the first rotational speed. The gear (60) generates the second rotational speed to the gear (64) is fixed. Any of the gears (61,64) is arranged on the core of the corresponding pair of output shafts and a parallel identical core.

USE - For four-wheel drive vehicle.

ADVANTAGE - Crossing angle of universal coupling can be made small. Adjustment and set-up of bypass torque are simple, thus control precision is high. Driving force allocation can be effectively performed between right and left rings. DESCRIPTION

OF DRAWING(S) - The drawing shows the explanatory view of the entire schematic component of a four-wheel drive vehicle. (14,20) Left drive shafts; (17,22) Right drive shafts; (44) Differential mechanism; (56,57,59-64) Gears; (71,76) Clutches.

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/18

TITLE-TERMS: DRIVE FORCE ALLOCATE APPARATUS FOUR WHEEL DRIVE VEHICLE FIRST CLUTCH VARY TRANSMITTANCE CAPACITY FIRST FOURTH GEAR SECOND CLUTCH VARY TRANSMITTANCE CAPACITY SECOND THIRD GEAR

DERWENT-CLASS: Q13 Q63 Q64 X22

EPI-CODES: X22-G01; X22-G05;

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1999-445687

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-263140

(43)公開日 平成11年(1999) 9月28日

(51)IntCl⁹

識別記号

F I

B 6 0 K 23/04

B 6 0 K 23/04

E

F 1 6 D 25/14

6 4 0

F 1 6 D 25/14

6 4 0 M

F 1 6 H 48/30

F 1 6 H 1/445

審査請求 未請求 請求項の数3 OL (全 24 頁)

(21)出願番号 特願平10-70854

(22)出願日 平成10年(1998) 3月19日

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72)発明者 小林 利雄

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士

重工業株式会社内

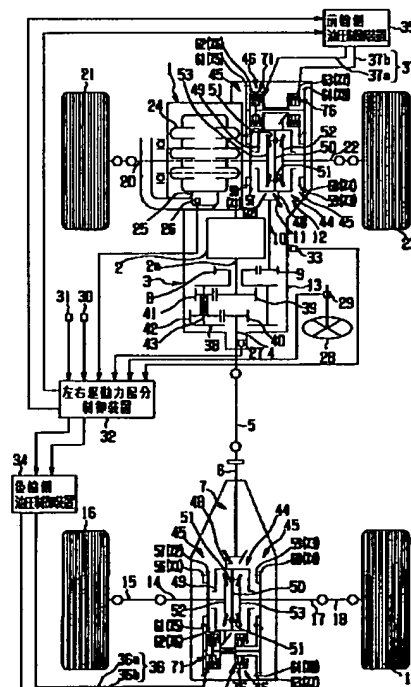
(74)代理人 弁理士 伊藤 進

(54)【発明の名称】 車両用左右駆動力配分装置

(57)【要約】

【課題】左右の出力軸方向の寸法をコンパクトに実現し、車載性に優れ、構成部品及びその種類も少なく小型・軽量で、従来の差動装置と装着互換性を有し、製造コスト上有利で、バイバーストルクの調整・設定も容易で制御精度が高く耐久・信頼性に優れた車両用左右駆動力配分装置を提供する。

【解決手段】左右駆動力配分装置7(12)は、左右一方の出力軸に第1, 2の歯車56, 57を、他方の出力軸に第3, 4の歯車59, 60を固定する。これら同一回転軸芯上の歯車と噛合する第5〜8の歯車61〜64を上記回転軸芯と平行な同一回転軸芯上に配設して2組のクラッチを設ける。第1, 5の歯車56, 61で第1の歯車列、第2, 6の歯車57, 62で第2の歯車列、第3, 7の歯車59, 63で第3の歯車列、第4, 8の歯車60, 64で第4の歯車列を形成し、各ギヤ比を1.0, 0.9, 1.0, 0.9に設定する。そして、第1, 2の油圧多板クラッチ71, 76の連結を制御し、駆動力を左右輪間で直接配分制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力した駆動力を左輪側出力軸と右輪側出力軸とに差動機能を有して出力する差動機構部を備え、上記両出力軸のどちらか一方に、第1の回転部材に対し第1の回転速度を発生させる第1の歯車と、第2の回転部材に対し上記第1の回転速度とは異なる第2の回転速度を発生させる第2の歯車とを固設し、他方の出力軸に、第3の回転部材に対し上記第1の回転速度を発生させる第3の歯車と、第4の回転部材に対し上記第2の回転速度を発生させる第4の歯車とを固設し、上記第1ないし第4の回転部材を上記両出力軸の回転軸芯と平行な同一回転軸芯上に配設すると共に、上記第1の回転部材と上記第4の回転部材との間の伝達容量を可変とする第1のクラッチと、上記第2の回転部材と上記第3の回転部材との間の伝達容量を可変とする第2のクラッチを上記各回転部材の回転軸芯上に配設したことを特徴とする車両用左右駆動力配分装置。

【請求項2】 上記各クラッチは、油圧多板クラッチ、電磁クラッチ、及び、伝達容量可変型カップリングの少なくとも一つから構成されることを特徴とする請求項1記載の車両用左右駆動力配分装置。

【請求項3】 上記各クラッチの伝達容量は、車両の走行状態及び路面状況に応じて可変に設定されることを特徴とする請求項1又は請求項2記載の車両用左右駆動力配分装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車両の差動装置に関し、詳しくは左右輪への駆動力配分比を可変に制御できる車両用左右駆動力配分装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、凹凸が大きい路面や、急な斜面を横切るときや、スプリットム路走行等での駆動力の確保および走行安定性や運動性能を向上させるため、様々な種類の差動制限装置が開発され実用化されている。さらに、最近では、左右輪のトルク配分を積極的に制御し、車両の旋回性を向上させる技術が提案されている。

【0003】 例えば、特開平5-77653号公報（以下「第1の先行例」という）には、リングギヤがディファレンシャルケースの内周に形成され、サンギヤが第2の出力軸に取り付けられ、プラネタリギヤを軸支するキャリアが第1の出力軸に取り付けられて構成されるダブルピニオン式の遊星歯車機構で形成された差動装置に、左右の駆動力配分を制御する駆動力伝達制御機構を備えたものが示されている。そして、上記駆動力伝達制御機構は、左右の出力軸に付設されて左右の出力軸の回転速度を変速する変速機構と、この変速機構によって変速されて、左右の出力軸と異なる速度で回転するように接続された駆動力伝達補助部材と、左右の駆動力配分を調整する多板クラッチ機構を備えており、多板クラッチ機構

と差動機構を同一ケーシング内に配設している。また、上記多板クラッチ機構はクラッチ部とピストン部から分離構成され、クラッチ部がディファレンシャルケース内に、ピストン部がケース外に配置されている。

【0004】 また、特開平5-345535号公報（以下「第2の先行例」という）には、ダブルピニオン式の遊星歯車機構の差動機構であって、左右輪への駆動力伝達制御機構を、左右輪への回転軸の間に介装し、この回転軸のうち一方の回転軸の速度を増速して第1の中間軸に出力する増速機構と、一方の回転軸を減速して第2の中間軸に出力する減速機構とが一体化された増減速機構と、第1および第2の伝達トルク容量可変手段とから構成することが開示されている。そして、第1と第2の伝達トルク容量可変手段は、互いに隣接して一体化されている。また、上記伝達トルク容量可変手段は、電子制御油圧式多板クラッチにより構成されている。

【0005】 さらに、特開平1-182127号公報（以下「第3の先行例」という）には、入力軸により回転される差動装置のディファレンシャルケースと共に回転される中間軸の左輪側と右輪側とにそれぞれ油圧多板クラッチを設け、左輪側出力軸と中間軸および右輪側出力軸と中間軸をそれぞれの油圧多板クラッチを介して連結し、車両の運動状態に応じて左右輪のトルク伝達量を可変に制御することが開示されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記第1の先行例においては、ハイボイド・リングギヤの内径部に形成されたディファレンシャルケースに、両側から油圧多板クラッチのドライブプレートとドリブンプレートとを交互に重ね、その中央部にダブルピニオン式の差動装置を設け、また、ディファレンシャルケースの外側に左輪用と右輪用の出力軸と異なる速度で回転するように駆動力伝達補助部材と、左右の駆動力配分を調整する多板クラッチ機構とをシリーズに配置しているため、左右輪方向の寸法が長大化する不都合がある。

【0007】 そして、左右輪の出力軸が車輪方向に長大化するため、等速ジョイントを両側にもつドライブ軸の全長が短縮され、車体レイアウトから決まる車軸と出力軸の位置の違い、サスペンションストロークに応じた上下ストローク、車種の相違に応じた上下方向のズレ、車両のリバウンド等の動的な変化などによりドライブ軸のジョイント角度（屈曲角）が大きくなり、ドライブ軸の強度低下、伝達効率の低下を招き、また、ジョイント部からの振動・騒音問題の原因になる虞がある。

【0008】 また、ディファレンシャルケースの両側に左右輪駆動力配分用の遊星歯車式の駆動力伝達補助部材を配置するため、装置全体が大型化、構造が複雑化し、構成部品点数が増加するなど製造コストや質量増加の観点で好ましくない。

【0009】 さらに、油圧多板クラッチのクラッチディ

スクの外径サイズに制約が生じ、クラッチ・トルク容量を増加させるには、クラッチ枚数を大幅に増加する、或いは、油圧ピストンの受圧面積を増加する等の手段をとる必要がある。従って、高出力車に採用する場合は、トルク伝達容量を増加させる必要があることから、装置全体が大型化、質量増加し、コスト増加などを招き好ましくない。

【0010】また、左右方向の構造が左側遊星歯車と左ピストン、ディファレンシャルケース内の差動歯車と油圧多板クラッチ、右側の遊星歯車と右ピストンの3ブロックに分離されてしまうため、潤滑バランスや潤滑方法が難しいといった課題がある。

【0011】また、前記第2の先行例では、左右の出力軸方向に、ダブルピニオン式差動装置、増速機構と減速機構を得る3列ピニオンを一体とした複合遊星歯車、及び、この複合遊星歯車の2つのサンギヤにそれぞれ動力伝達可能に連結する2組の油圧多板クラッチが配設され、更に、2組油圧多板クラッチが隣接して一体化されている。従って、左右の出力軸方向に、差動装置、3列ピニオンの複合遊星歯車式増減速機構、2組の油圧多板クラッチ等をシリーズに構成するため、左右駆動力配分装置の幅寸法が長大化し、上述の第1の先行例と同様の課題がある。

【0012】さらに、増速機構と減速機構を得る3列ピニオンが必要なため、必要とするピニオンの種類が増加し、歯車の製造管理も複雑になる。

【0013】また、前記第3の先行例は、駆動力を左右輪それぞれの側に独立して設けた油圧多板クラッチを介して配分する構成であり、中間軸の左右両側に油圧多板クラッチを設けなければならず、左右駆動力配分装置の車両左右方向寸法が長大化し、部品点数が多くなり、上述したように長大化による課題がある。

【0014】本発明は、上記事情に鑑み、左右の出力軸方向の寸法をコンパクトに実現し、左右輪とアクスル軸間に配置される自在継手の交差角を小さくすることができ、サスペンションの構成部材や排気系部材との干渉や整備時に隙間が確保できるなど車載性に優れ、構成部品点数・種類も少なく小型・軽量で、従来の差動装置と装着互換性を有し、製造コスト上有利であり、また、パイバストルクの調整・設定も容易で制御精度が高く左右輪間で有効に駆動力配分が行えて耐久・信頼性に優れた車両用左右駆動力配分装置を提供することを目的とする。

【0015】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1記載の発明による車両用左右駆動力配分装置は、入力した駆動力を左輪側出力軸と右輪側出力軸とに差動機能を有して出力する差動機構部を備え、上記両出力軸のどちらか一方に、第1の回転部材に対し第1の回転速度を発生させる第1の歯車と、第2の回転部材に対し上記第1の回転速度とは異なる第2の回転速度を発生

生させる第2の歯車とを固設し、他方の出力軸に、第3の回転部材に対し上記第1の回転速度を発生させる第3の歯車と、第4の回転部材に対し上記第2の回転速度を発生させる第4の歯車とを固設し、上記第1ないし第4の回転部材を上記両出力軸の回転軸芯と平行な同一回転軸芯上に配設すると共に、上記第1の回転部材と上記第4の回転部材との間の伝達容量を可変とする第1のクラッチと、上記第2の回転部材と上記第3の回転部材との間の伝達容量を可変とする第2のクラッチを上記各回転部材の回転軸芯上に配設したことを特徴とする。

【0016】上記請求項1記載の車両用左右駆動力配分装置は、まず、駆動力が差動装置に入力され、左右輪間で差動機能を有して左輪側出力軸と右輪側出力軸とに動力配分される。例えば、左輪側出力軸に第1、第2の歯車を固設し、右輪側出力軸に第3、第4の出力軸を固設した場合は、左輪側出力軸の回転により第1、第2の歯車が回転し、第1の回転部材が第1の回転速度で回転されると共に、第2の回転部材が第1の回転速度と異なる第2の回転速度で回転される。また、右輪側出力軸の回転により第2、第3の歯車が回転し、第3の回転部材が上記第1の回転速度で回転されると共に、第4の回転部材が上記第2の回転速度で回転される。これら各回転部材は、上記両出力軸と回転軸芯と平行な同一回転軸芯上で回転される。そして、上記第1の回転部材と上記第4の回転部材とを、各回転部材の回転軸芯上に配設した第1のクラッチにより伝達容量可変に連結することで、或いは、上記第2の回転部材と上記第3の回転部材とを、第2のクラッチにより伝達容量可変に連結することで、左右輪のトルク配分を行う。ここで、例えば、上記第1の回転速度が第2の回転速度を基準として高く設定したとすると、左旋回する場合は、第1の回転部材と第4の回転部材とを第1のクラッチにより伝達容量可変に連結することで駆動力を右輪側に多く配分し、右旋回する場合は、第2の回転部材と第3の回転部材とを第2のクラッチにより伝達容量可変に連結することで駆動力を左輪側に多く配分することが可能となり、旋回性能が向上する。

【0017】また、第1ないし第4の回転部材は上記両出力軸の回転軸芯と平行な同一回転軸芯上に配設されており、両クラッチは上記各回転部材の回転軸芯上に配設されている。このため、車両用左右駆動力配分装置は、左右方向に短くコンパクトに構成される。

【0018】また、請求項2記載の発明による車両用左右駆動力配分装置は、上記請求項1記載の車両用左右駆動力配分装置において、上記各クラッチを、油圧多板クラッチ、電磁クラッチ、及び、伝達容量可変型カップリングの少なくとも一つから構成し、クラッチ機能を得る。

【0019】さらに、請求項3記載の発明による車両用左右駆動力配分装置は、上記請求項1又は請求項2記載

の車両用左右駆動力配分装置において、上記各クラッチの伝達容量を、車両の走行状態と路面状況に応じて可変に設定することで、車両の走行状態と路面状況に応じ最適な左右駆動力配分を行う。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、図面に基いて本発明の実施の形態を説明する。図1～図11は本発明の実施の第1形態を示し、図1は4WD車の全体の概略構成を示す説明図、図2は後輪左右駆動力配分装置の拡大断面図、図3はセンターディファレンシャル装置の差動機能説明のための各部の概略図、図4は第1のサンギヤを固定した際の動作説明図、図5は第2のサンギヤを固定した際の動作説明図、図6はセンターディファレンシャル装置の動力分配機能、差動制限機能説明のための各部の概略図、図7は各ギヤにより生じる荷重の説明図、図8は後輪側回転数よりも前輪側回転数の方が大きい場合の説明図、図9は後輪側回転数よりも前輪側回転数の方が小さい場合の説明図、図10は左右駆動力配分の油圧制御装置の構成説明図、図11は左右駆動力配分制御装置の機能構成を示すブロック図である。尚、本実施の形態においては、4WD（4輪駆動）車の前後輪に左右駆動力配分装置を設けると共に、センターディファレンシャル装置は複合アラネタリギヤ式で構成している。

【0021】図1において、符号1は車両前部に配置されたエンジンを示し、エンジン1からの駆動力が、エンジン1後方の自動変速装置（トルクコンバータ等も含んで図示）2、トランスミッション出力軸2aを経てセンターディファレンシャル装置3に伝達され、このセンターディファレンシャル装置3から、リヤドライブ軸4、プロペラシャフト5、ドライブピニオン6を介して終減速装置を構成する後輪左右駆動力配分装置7に入力される一方、トランスファドライブギヤ8、トランスファドリブンギヤ9、このトランスファドリブンギヤ9と共にフロントドライブ軸10に設けたドライブピニオン11を介して前輪左右駆動力配分装置12に入力されるように構成されている。ここで、上記自動変速装置2、センターディファレンシャル装置3、前輪左右駆動力配分装置12等は、一体的にケース13内に設けられている。

【0022】上記後輪左右駆動力配分装置7に入力された駆動力は、左輪側出力軸としての左ドライブ軸14、左アクスル軸15を経て左後輪16に、右輪側出力軸としての右ドライブ軸17、右アクスル軸18を経て右後輪19に伝達されるようになっている。

【0023】また、上記前輪左右駆動力配分装置12に入力された駆動力は、左輪側出力軸としての左ドライブ軸20を経て左前輪21に、また、右輪側出力軸としての右ドライブ軸22を経て右前輪23に伝達されるようになっている。

【0024】上記エンジン1のインテークマニホールド24に連通するスロットルボディ25にはスロットル

バルブ（図示せず）の開度（スロットル開度）を検出するスロットル開度センサ26が設けられ、上記ケース13には後輪出力軸回転数を車速として検出するための車速センサ27が設けられている。

【0025】また、ステアリングホイール28のステアリングコラムには操舵角 θ を検出する舵角センサ29が設けられ、さらに、車両の前後方向の加速度を検出する前後加速度センサ30、左右方向の加速度を検出する横加速度センサ31が設けられている。

10 【0026】上記各センサは、車両の走行状態および路面状況に応じ前後の左右輪の駆動力配分を制御するマイクロコンピュータ等からなる左右駆動力配分制御装置32に接続されている。また、TCU（トランスミッションコントロールユニット）あるいはECU（エンジンコントロールユニット）等のコントロールユニット33から自動変速装置2の変速位置（シフト位置）を表すレンジ情報が上記左右駆動力配分制御装置32に入力するようになっている。

20 【0027】上記左右駆動力配分制御装置32は、各入力信号に基づき車両の走行状態と路面状況を判定し、上記後輪左右駆動力配分装置7による最適な左右輪の駆動力配分量を求め後輪側の油圧制御装置34に対し信号出力する一方、上記前輪左右駆動力配分装置12による最適な左右輪の駆動力配分量を求め前輪側の油圧制御装置35に対し信号出力する。

30 【0028】上記後輪油圧制御装置34と前輪側油圧制御装置35は略同様の構造で、それぞれ上記左右駆動力配分制御装置32からの信号を受け、後輪側油圧制御装置34は上記後輪左右駆動力配分装置7に対して一対の油圧管路36を通じて油圧を加えるように構成され、前輪側油圧制御装置35は上記前輪左右駆動力配分装置12に対して一対の油圧管路37を通じて油圧を加えるように構成されている。

【0029】上記センターディファレンシャル装置3は、上記ケース13内後方に設けられており、回転自在に収納したキャリア38の前方から上記トランスミッション出力軸2aが回転自在に挿入される一方、後方からは上記リヤドライブ軸4が回転自在に挿入されている。

40 【0030】入力側の上記トランスミッション出力軸2aの後端部には、大径の第1のサンギヤ39が形成され、後輪への出力を行う上記リヤドライブ軸4の前端部には、小径の第2のサンギヤ40が形成されており、上記キャリア38内に上記第1のサンギヤ39と上記第2のサンギヤ40が格納されている。

【0031】そして、上記第1のサンギヤ39が小径の第1のピニオン41と噛合して第1の歯車列が形成され、上記第2のサンギヤ40が大径の第2のピニオン42と噛合して第2の歯車列が形成されている。

50 【0032】上記第1のピニオン41と第2のピニオン42は一体に形成されており、複数対（例えば3対）の

上記ピニオンが、上記キャリア38に固定したそれぞれのプラネタリピン43に回転自在に軸支されている。

【0033】また、上記キャリア38は、前端に上記トランスファドライブギヤ8が連結されて、このキャリア38から前輪への出力を行うように構成されている。

【0034】すなわち、センターディファレンシャル装置3は、上記トランスミッション出力軸2aからの駆動力が第1のサンギヤ39に伝達され、上記第2のサンギヤ40から上記リヤドライブ軸4へ出力すると共に、上記キャリア38から上記トランスファドライブギヤ8、トランスファドライブギヤ9を経て上記フロントドライブ軸10へ出力するリングギヤのない複合プラネタリギヤ式に構成されている。

【0035】そしてかかる複合プラネタリギヤ式センターディファレンシャル装置3は、上記第1、第2のサンギヤ39、40およびこれらサンギヤ39、40の周囲に複数個配置される上記第1、第2のピニオン41、42の歯数を適切に設定することで差動機能を有する。

【0036】また、上記第1、第2のサンギヤ39、4*

$$(\text{円弧KF}) = (\text{円弧CF}) - (\text{円弧CK}) \quad \dots (1)$$

が成立し、図5に示すように、第2のサンギヤ40を固※ ※定すると、半径rs1の円周上で、

$$(\text{円弧ZF}) = (\text{円弧BF}) - (\text{円弧BZ}) \quad \dots (2)$$

が成立する。

【0039】ここで、第1、第2のサンギヤ39、40の角速度を $\omega s1$ 、 $\omega s2$ 、噛み合いピッチ円半径をrs1、rs2、第1、第2のピニオン41、42の角速度★

$$\omega s2 \cdot rs2 = -\omega p2 \cdot rp2 + \omega c \cdot rs2 \quad \dots (3)$$

になり、(2)式は、

$$\omega s1 \cdot rs1 = -\omega p1 \cdot rp1 + \omega c \cdot rs1 \quad \dots (4)$$

になる。

30☆は一体であって $\omega p1 = \omega p2$ であるから、上記

【0040】そこで、第1、第2のピニオン41、42☆ (3)、(4)式を整理すると、

$$\begin{aligned} \omega c \cdot (rs2 - rs1 \cdot rp2 / rp1) \\ = \omega s2 \cdot rs2 - \omega s1 \cdot rs1 \cdot rp2 / rp1 \quad \dots (5) \end{aligned}$$

が成立する。

【0041】ここで、図3に示すように、第1のサンギヤ39の角速度 $\omega s1$ をトランスミッション出力軸2aによる入力回転数Ni、キャリア38の角速度 ωc を前輪側回転数NF、第2のサンギヤ40の角速度 $\omega s2$ を◆

$$\begin{aligned} NF \cdot (Zs2 - Zs1 \cdot Zp2 / Zp1) \\ = NR \cdot Zs2 - Ni \cdot Zs1 \cdot Zp2 / Zp1 \quad \dots (5)' \end{aligned}$$

となる。

【0042】そして、上記各歯数を、 $Zp1 = 24$ 、 $Zp2 = 24$ 、 $Zs1 = 30$ 、 $Zs2 = 15$ とすれば、 $NR + NF = 2Ni$

の関係となり、 $Ni \neq 0$ の場合に、 $NR > Ni > NF$ 、または $NF > Ni > NR$ が成立して、前輪側回転数NF、後輪側回転数NRは共に回転方向が同一で差動が成立する。

【0043】次いで、図6及び図7を基に、センターデ*

$$Ti = TF + TR \quad \dots (6)$$

*0と上記第1、第2のピニオン41、42との噛み合いピッチ円半径を適宜設定することで、基準トルク配分が前後50:50の等トルク配分、或いは、前後どちらかに偏重した不等トルク配分が可能となる。

【0037】更に、上記第1、第2のサンギヤ39、40と上記第1、第2のピニオン41、42とを、例えば、斜歯歯車にし、上記第1の歯車列と上記第2の歯車列の振れ角を異にして、スラスト荷重を相殺させることなくスラスト荷重を残留させてピニオン端面間に摩擦トルクを生じさせ、又、上記第1、第2のピニオン41、42と上記プラネタリピン43の表面に噛み合いによる分離、接線荷重の合成力が作用して摩擦トルクが生じるように設定し、入力トルクに比例した差動制限トルクを得ることで差動制限機能を与える。

【0038】次に、図3、図4、図5の各図を基に、上記センターディファレンシャル装置3の差動機能について説明する。まず、図4に示すように、第1のサンギヤ39を固定すると、半径rs2の円周上で、

★度を $\omega p1$ 、 $\omega p2$ 、噛み合いピッチ円半径をrp1、rp2、キャリア38の角速度を ωc とすると、(1)式は、

◆リヤドライブ軸4の後輪側回転数NR、第1、第2のサンギヤ39、40の噛み合いピッチ円半径rs1、rs2および第1、第2のピニオン41、42の噛み合いピッチ円半径rp1、rp2を各歯数Zs1、Zs2、Zp1、Zp2に置き換えると、上記(5)式は、

*イファレンシャル装置3の等トルク配分機能について説明する。図6に示すように、トランスミッション出力軸2aからの第1のサンギヤ39の入力トルクをTi、その噛み合いピッチ円半径をrs1、キャリア38の前輪側トルクをTF、第1、第2のピニオン41、42の噛み合いピッチ円半径をrp1、rp2、第2のサンギヤ40によるリヤドライブ軸4への後輪側トルクをTR、その噛み合いピッチ円半径をrs2とすると、

$$rs1 + rp1 = rs2 + rp2$$

… (7)

が成立する。

*より表わされる。

【0044】また、図7に示すように、第1のサンギヤ39と第1のピニオン41との噛合点に作用する接線方向荷重Pは、キャリア38に作用する接線方向荷重P1と、第2のサンギヤ40と第2のピニオン42との噛合点に作用する接線方向荷重P2との和に等しい。ここで、各接線方向荷重P、P1、P2は、それぞれ下式に*

$$P = Ti / rs1$$

$$P1 = TF / (rs1 + rp1)$$

$$P2 = TR / rs2$$

【0045】そして、 $P = P1 + P2$ により、次式の関係が成り立つ。

$$Ti / rs1 = \{ (TF / (rs1 + rp1)) \} + TR / rs2 \quad \dots (8)$$

上記(6)、(7)式を上記(8)式に代入して整理す※10※と、

$$TF = (1 - rp1 \cdot rs2 / rs1 \cdot rp2) \cdot Ti \quad \dots (9)$$

$$TR = (rp1 \cdot rs2 / rs1 \cdot rp2) \cdot Ti \quad \dots (10)$$

となる。このことから、第1、第2のサンギヤ39、40と第1、第2のピニオン41、42との噛み合いピッチ円半径により、前輪側トルクTFおよび後輪側トルクTRの基準トルク配分を自由に設定し得ることがわかる。

★より、 $NF > NR$ の旋回、前輪側スリップ時と、 $NF < NR$ の後輪側スリップ時には、差動制限トルクの作用の違いに応じて前後輪の動力配分が異なったものに自動的に制御されるのである。

【0046】そして、上記各噛み合いピッチ円半径 $rs1$ 、 $rs2$ 、 $rp1$ 、 $rp2$ を各歯車の歯数 $Zs1$ 、 $Zs2$ 、 $Zp1$ 、 $Zp2$ で置き換え、これら各歯数に前記各歯数を代入する($Zp1 = 24$ 、 $Zp2 = 24$ 、 $Zs1 = 30$ 、 $Zs2 = 15$)と、

$$TF = 0.5 \cdot Ti$$

$$TR = 0.5 \cdot Ti$$

になる。従って、前後輪トルク配分は、略50対50になり、充分に基準トルク配分を等トルク配分に設定し得る。

【0047】更に、差動制限機能について説明すると、上記第1、第2のサンギヤ39、40および上記第1、第2のピニオン41、42が所定の振れ角を有する斜歯歯車になっており、上記第1、第2のピニオン41、42の振れ角を異にして、上記第1、第2のサンギヤ39、40との噛合い点に作用するスラスト荷重を相互にキャンセルすること無く上記プラネタリピン43方向に作用させることで、その両端面の部分で滑り摩擦が発生する。さらに、第1の歯車列、第2の歯車列の噛合い点に作用する分離荷重と接線荷重との合成力を上記第1、第2のピニオン41、42、プラネタリピン43の部分に作用させて、ころがり摩擦が発生する。そして、これらの摩擦力によりピニオン回転に対し反対方向の、入力トルクに比例した摩擦トルク、即ち差動制限トルクが生じる。

【0048】ここで、前輪側回転数NFと後輪側回転数NRとの大小関係によりピニオン回転方向が変化し、これに伴い差動制限トルクの掛かり具合も変わる。これに★

$$Np1 = (P^2 + Fs1^2)^{1/2} \\ = P \{ 1 + (\tan \alpha 1 / \cos \beta 1)^2 \}^{1/2} \quad \dots (11)$$

【0053】同様にして、

$$Fs2 = P2 \cdot \tan \alpha 2 / \cos \beta 2$$

$$Ft2 = P2 \cdot \tan \beta 2$$

☆が成立して、プラネタリピン43側に作用する合成力 $Np2$ は以下になる。

☆50

11

12

$$N_{p2} = (P^2 + F_s^2)^{1/2} \\ = P \{1 + (\tan \alpha_2 / \cos \beta_2)^2\}^{1/2} \quad \dots (12)$$

【0054】また、第1、第2のピニオン41、42内* *に生じる残留スラスト力 ΔF_t は以下になる。

$$\Delta F_t = F_{t2} - F_{t1} \\ = P \cdot \tan \beta_2 - P \cdot \tan \beta_1 \quad \dots (13)$$

【0055】従って摩擦トルク T_f は、2つの合成力 N ※る摩擦力との和で、以下になる。
 p_1 、 N_{p2} による摩擦力、残留スラスト力 ΔF_t によ*

$$T_f = \mu_1 \cdot r_e \cdot (N_{p1} + N_{p2}) \\ + \Delta F_t \cdot \mu_2 \cdot n \cdot 2/3 \cdot \{ (rd^3 - re^3) / (rd^2 - re^2) \} \quad \dots (14)$$

【0056】次いで、第1、第2のピニオン41、42★ ★でのトルクのバランス式は、以下になる。

$$T_f + P \cdot r_{p1} = P_2 \cdot r_{p2} \quad \dots (15)$$

【0057】また、上記(10)式に摩擦トルク T_f 分☆ ☆を加えると、以下になる。

$$T_R = T_i (r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{p2}) \\ + T_f \cdot r_{s2} / r_{p2} \quad \dots (16)$$

【0058】ここで、前述のように、上記各噛み合いピ ◆ら各歯数に前記各歯数を代入する($Z_{p1} = 24$ 、 $Z_{p2} = 24$ 、 $Z_{s1} = 30$ 、 $Z_{s2} = 15$)と、上記(1)式は、

$$T_R = 0.5 T_i + 0.625 T_f \quad \dots (17)$$

となる。 20*記(16)式を代入して整理すると、以下のような

【0059】また、 $T_i = T_F + T_R$ であり、これに上* る。

$$T_F = T_i (1 - r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{p2}) \\ - T_i \cdot r_{s2} / r_{p2} \quad \dots (18)$$

【0060】さらに、各歯数 Z_{s1} 、 Z_{s2} 、 Z_{p1} 、 ※ると、上記(18)式は、
 Z_{p2} で置き換え、これら各歯数に前記各歯数を代入*

$$T_F = 0.5 T_i - 0.625 T_f \quad \dots (19)$$

となる。

【0061】ここで、 $\mu_1 = 0$ 、 $\mu_2 = 0$ なら、 $T_f = 0$ であり、前後輪側トルク T_F 、 T_R の値は、上述の等トルク配分機能の場合の式と同一の基準トルク配分を示す。

【0062】こうして、かかる条件では、摩擦トルク T_f に応じた差動制限トルク $T_f \cdot r_{s2} / r_{p2}$ が発生することが解る。そして、前後輪側トルク T_F 、 T_R の配分が、差動制限トルクの分だけ、後輪側が大きく、前輪側が小さくなるように変化する。また、摩擦トルク T_f が生じる合成力 N_{p1} 、 N_{p2} 、残留スラスト力 ΔF_t は入力トルクに比例するため、入力トルク比例式差動制限機能を有する。

★ 42内のトルクのバランス式は以下になる。

$$T_f + P_2 \cdot r_{s2} = P \cdot r_{p1} \quad \dots (20)$$

【0065】そして上述と同様に計算すると、前後輪側☆ ☆トルク T_F 、 T_R は以下になる。

$$T_F = T_i (1 - r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{s2}) \\ + T_f \cdot r_{s2} / r_{p2} \quad \dots (21)$$

$$T_F = 0.5 T_i + 0.625 T_f \quad \dots (22)$$

$$T_R = T_i (r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{s2}) \\ - T_f \cdot r_{s2} / r_{p2} \quad \dots (23)$$

$$T_R = 0.5 T_i - 0.625 T_f \quad \dots (24)$$

【0066】従って、この条件でも同一の差動制限トル ◆輪側が大きくなるようにトルク配分されることになる。

く、 $T_f \cdot r_{s2} / r_{p2}$ が発生する。一方、この場合 【0067】次に、前記後輪左右駆動力配分装置7については上述と逆に差動制限トルク分だけ後輪側が小さく、前 ◆50 いて、図2を基に詳しく説明する。上記後輪左右駆動力

★【0063】一方、第1、第2のピニオン41、42の振れ角 β_1 と β_2 との差により残留スラスト力 ΔF_t が変えられ、また、上記プラネタリビン43の接触摩擦部分にニードルベアリングやブッシュ等を用いることにより、摩擦係数 μ_1 を変えることができる。このように、摩擦トルク T_f と共に差動制限トルクの値を様々な値に定めることが可能になっている。

【0064】続いて、 $NR > NF$ の場合について説明する。この条件では、図9のようになり、第1、第2のピニオン41、42が第1のサンギヤ39と反対の時計方向に自転しながら公転して、摩擦トルク T_f は反時計方向に作用する。このため、第1、第2のピニオン41、42内のトルクのバランス式は以下になる。

13

配分装置7は、差動機構部44と、歯車機構部45と、クラッチ機構部46とから主に構成されている。そして、この後輪左右駆動力配分装置7に駆動力を伝達する前記ドライブピニオン6と上記差動機構部44は、ディファレンシャルキャリア47内に収容されている。

【0068】上記ドライブピニオン6は、前記プロペラシャフト5に接続する軸部6aが、上記ディファレンシャルキャリア47内に軸受で回転自在に支持されている。そして、このドライブピニオン6と噛み合うファイナルギヤ48が、上記差動機構部44におけるディファレンシャルケース49のフランジ部49aに固定されている。

【0069】上記差動機構部44は、ベベルギヤ式ディファレンシャル装置から構成され、上記ディファレンシャルケース49に固定したピニオンシャフト50に回転自在に支持されたディファレンシャルピニオン（ベベルギヤ）51やこれに噛み合う左右のサイドギヤ（ベベルギヤ）52、53等を上記ディファレンシャルケース49内に収容したもので、上記サイドギヤ52、53にスプライン嵌合する前記左右のドライブ軸14、17が、上記ディファレンシャルケース49の筒部49L、49Rに回転自在に挿通されている。

【0070】そして、上記ディファレンシャルケース49の左側の筒部49Lは、その外周に設けた軸受を介して、上記ディファレンシャルキャリア47に固定したサイドリテーナ54に回転自在に支持され、また、上記右側の筒部49Rは、その外周に設けた軸受を介して、上記ディファレンシャルキャリア47に回転自在に支持されている。

【0071】すなわち、差動機構部44は、上記ドライブピニオン6の回転により上記ディファレンシャルケース49が上記サイドギヤ52、53と同一軸芯上で回転されて、上記ディファレンシャルケース49内部に形成した歯車機構により左右輪間の差動を行う。

【0072】次に、歯車機構部45及びクラッチ機構部46について説明する。歯車機構部45は、上記差動機構部44を挟み、その左右に分割構成されている。上記ディファレンシャルキャリア47に装着されるサイドリテーナ54の左輪側側面において、第1の歯車軸55が上記左ドライブ軸14にスプライン嵌合により固設されており、この第1の歯車軸55に、左輪側から順に、第1の歯車56（歯数 z_1 ）と、この第1の歯車56の大きさ（歯数）を基準として大径（歯数の多い）の第2の歯車57（歯数 z_2 ）が一体に並設されている。

【0073】また、上記ディファレンシャルケース49の右側筒部49Rの先端側（右輪側）において、第2の歯車軸58が上記右ドライブ軸17にスプライン嵌合により固設されており、この第2の歯車軸58に、左輪側から順に、上記第1の歯車56と同様の大きさ（歯数）の第3の歯車59（歯数 z_3 ； $=z_1$ ）と、上記第2の

14

歯車57と同様の大きさ（歯数）の第4の歯車60（歯数 z_4 ； $=z_2$ ）が一体に並設されている。

【0074】そして、上記各第1、2、3、4の歯車56、57、59、60は、それぞれ、これら歯車56、57、59、60の回転軸芯に対し、車両後方向側に、平行な同一回転軸芯上に並設された第5、6、7、8の歯車61、62、63、64と噛合されている。

【0075】すなわち、歯車機構部45は、上記第1の歯車56と上記第5の歯車61による第1の歯車列と、上記第2の歯車57と上記第6の歯車62による第2の歯車列と、上記第3の歯車59と上記第7の歯車63による第3の歯車列と、上記第4の歯車60と第8の歯車64による第4の歯車列の4つの歯車列から構成されている。

【0076】そして、各歯車列のギヤ比は、例えば、上記第5、6、7、8の歯車61、62、63、64の歯数をそれぞれ z_5 、 z_6 、 z_7 、 z_8 として、第1の歯車列は、 $z_5/z_1=1.0$ 、第2の歯車列は、 $z_6/z_2=0.9$ 、第3の歯車列は、 $z_7/z_3=1.0$ 、第4の歯車列は、 $z_8/z_4=0.9$ に設定されている。そして、左右輪間に差動が無い条件で、上記第1の歯車56は上記第5の歯車61に対し第1の回転速度（基準回転速度）を発生させ、上記第2の歯車57は上記第6の歯車62に対し上記第1の回転速度より大きい第2の回転速度を発生させる。同様に、上記第3の歯車59は上記第7の歯車63に対し上記第1の回転速度を発生させ、上記第4の歯車60は上記第8の歯車64に対し上記第2の回転速度を発生させる。すなわち、第1、第3の歯車列に対し、第2、第4の歯車列が増速の関係に設定されている。

【0077】そして、上記第1の歯車列と上記第2の歯車列が、上記ディファレンシャルキャリア47の左側において、上記第3の歯車列と上記第4の歯車列が、ディファレンシャルキャリア47の右側において、それぞれ後方にかけて配設され、上記第5～8の歯車61～64の回転軸芯は、上記差動機構部44の後方に位置する。

【0078】そして、上記第1の歯車列と上記第2の歯車列は、ディファレンシャルキャリア47に固定する左側カバー65で覆われ、上記第3の歯車列と上記第4の歯車列は右側カバー66で覆われている。

【0079】また、上記第1の歯車軸55の両端部の外周には軸受が設けられ、上記左ドライブ軸14と共に、上記サイドリテーナ54と上記左側カバー65に回転自在に支持されている。

【0080】同様に、上記第2の歯車軸58の両端部の外周においても軸受が設けられ、上記右ドライブ軸17と共に、上記ディファレンシャルキャリア47と上記右側カバー66に回転自在に支持されている。

【0081】さらに、上記第5～第8の歯車61～64の回転軸芯に配設される第3の歯車軸67に、上記第1

の歯車56に噛合する第5の歯車61が一体に形成されて第1の回転部材を構成している。そして、この第3の歯車軸67は、第5の歯車61を挟んで、その一端側が上記左カバー65に軸受を介して回転自在に支持され、他端側に、右側に向けて開口し後述する第4の歯車軸68の一端を覆う第1のクラッチドラム69が固設されている。

【0082】同様に上記各歯車61～64の回転軸芯に配設されると共に、上記第3の歯車軸67近傍まで延出されて該第3の歯車軸67に対向配設される第4の歯車軸68に、上記第4の歯車に噛合する第8の歯車64が固設されて、第4の回転部材を構成し、この第4の歯車軸68は、上記第1のクラッチドラム69に対向位置する外周にスプライン部68aが形成され、他端が上記右側カバー66に軸受を介して回転自在に支持されている。そして、第4の歯車軸68の上記スプライン部68aと上記第1のクラッチドラム69との間に複数のプレート70を交互に重ねて設け第1の油圧多板クラッチ71が形成されている。

【0083】また、上記第4の歯車軸68の外周に沿って、第5の歯車軸72が配設されており、第5の歯車軸72の外周および内周の略中央部2箇所において上記ディファレンシャルキャリア47、第4の歯車軸68にそれぞれ回転自在に支持されている。そして、第5の歯車軸72は、一端側が上記第1の油圧多板クラッチ71を収納して拡開形成され、この拡開形成された右端外周に、上記第2の歯車57に噛合する第6の歯車62が一体に形成され、第2の回転部材を構成している。さらに、第5の歯車軸72は、他端側に、右側に向けて開口し後述する第6の歯車軸73の一端を覆う第2のクラッチドラム74が固設されている。

【0084】同様に上記第4の歯車軸68の外周に沿って該第4の歯車軸68に回転自在に支持されると共に、上記第8の歯車64と第5の歯車軸72との間に第6の歯車軸73が配設されている。そして、この第6の歯車軸73に、上記第3の歯車59に噛合する第7の歯車63が一体に形成されて、第3の回転部材を構成している。この第6の歯車軸73は、上記第2のクラッチドラム74に対向位置する外周にスプライン部73aが形成されている。そして、この第6の歯車軸73のスプライン部73aと上記第2のクラッチドラム74との間に複数のプレート75を交互に重ねて設け第2の油圧多板クラッチ76が形成されている。

【0085】上記第1の油圧多板クラッチ71は、上記第1のクラッチドラム69の底部に挿通された第1のピストン77により押圧自在になっており、この第1のピストン77を動作させる第1の油圧室78は前記油圧管路36の第1の油圧管路36aと連通されている(図1参照)。そして、上記第1のピストン77を動作させるために、上記第1の油圧室78に供給される油圧は、後

輪側油圧制御装置34により与えられ、前記左右駆動力配分制御装置32により車両の走行状態、路面状況に応じ制御される。

【0086】同様に、上記第2の油圧多板クラッチ76は、上記第2のクラッチドラム74の底部に挿通された第2のピストン79により押圧自在になっており、この第2のピストン79を動作させる第2の油圧室80は前記油圧管路36の第2の油圧管路36bと連通されている。そして、上記第2のピストン79を動作させるために、上記第2の油圧室80に供給される油圧は、同様に、後輪側油圧制御装置34により与えられ、前記左右駆動力配分制御装置32により車両の走行状態、路面状況に応じ制御される。尚、上記第2の油圧管路36bは、第4の歯車軸68、第5の歯車軸72、第2のクラッチドラム74にかけて形成されるため、互いに回転自在に設けられた上記第4の歯車軸68と上記第5の歯車軸72との間は、オイルシールによってシールされている。

【0087】すなわち、上記クラッチ機構部46は、上記第1の油圧多板クラッチ71と上記第2の油圧多板クラッチ76の2組のクラッチ機構を、上記各回転部材の回転軸芯上に配設して構成される。

【0088】そして、前述のように上記歯車機構部45のギヤ比等が設定されていることから、上記第1の油圧多板クラッチ71を連結させると左ドライブ軸14に駆動力が多く配分され、一方、上記第2の油圧多板クラッチ76を連結させると右ドライブ軸17に駆動力が多く配分される。ここで、上記各油圧多板クラッチ71、76を連結させるための油圧値は上記左右駆動力配分制御装置32によって演算された値であり、この油圧値の大小によってトルク配分量が変化されるのである。

【0089】尚、上記クラッチ機構部46の2つのクラッチは、上述の油圧多板クラッチ以外に電磁クラッチや伝達容量可変型カップリングを用いても良い。また、2組の油圧多板クラッチの容量は、上記ギヤ比に応じて予め不等値に設定しても良く、一方の多板クラッチを小型にすることも可能である。

【0090】一方、前記前輪左右駆動力配分装置12は、駆動力が前記フロントドライブ軸10、ドライブビニオン11からファイナルギヤ48に入力されるようになっており、その構造は上記後輪左右駆動力配分装置7と略同様であるので、同一符号を付して、その説明は省略する。

【0091】次いで、前記後輪側油圧制御装置34および前記前輪側油圧制御装置35について、図10を基に説明する。上記後輪側油圧制御装置34は、制御油圧を第1の油圧管路36aを通じて第1の油圧室78に供給する油圧経路と、第2の油圧管路36bを通じて第2の油圧室80に供給する油圧経路との一対の油圧経路を備えて構成され、上記前輪側油圧制御装置35も略同様に

構成されている。尚、上記前輪側油圧制御装置35では、制御油圧を第1の油圧管路37aを通じて第1の油圧室78に供給し、第2の油圧管路37bを通じて第2の油圧室80に供給する。ここで、第1、第2の油圧室78、80への制御油圧の供給系は、略同様であり、従って、以下制御油圧を油圧管路36aを通じて第1の油圧室78に供給する油圧供給系についてのみ説明する。

【0092】モータ83により駆動されるオイルポンプ84の吐出圧がレギュレータ弁85で調圧され、所定の作動油圧と潤滑油圧を生じるようになっており、作動油圧の油路86は、クラッチ制御弁87、第1の油圧管路36aを介して第1の油圧多板クラッチ71の前記第1の油圧室78に連通されている。

【0093】また、上記油路86は、パイロット弁88、油路89によりデューティソレノイド弁90、上記クラッチ制御弁87の制御側に連通されている。

【0094】そして、前記左右駆動力配分制御装置32からのデューティ信号がデューティソレノイド弁90に輸入されて、該デューティソレノイド弁90によりデューティ比に応じた所定のデューティ圧を生じ、このデューティ圧により上記クラッチ制御弁87を動作することで、上記第1の油圧多板クラッチ71に供給するクラッチ油圧を制御する。

【0095】また、上記左右駆動力配分制御装置32は、マイクロコンピュータ等から構成され、図11に示すように、路面・走行状態判断手段95、油圧演算手段96、油圧設定手段97の各機能手段を備え、路面・走行状態に応じて、前後の左右輪間の最適な駆動力配分量を演算し、前後輪側の上記各油圧制御装置35、34に信号出力する。

【0096】尚、本実施の形態においては、ECU及びTCUに対し、別個に左右駆動力配分制御装置32を設けているが、上記各機能手段95～97をECU或いはTCUに備えるようにしても良く、又ECU及びTCUを一つのコントロールユニットに統合したものにおいては、該コントロールユニットに各機能手段95～97を組込んでも良い。

【0097】上記路面・走行状態判断手段95は、前記スロットル開度センサ26によるスロットル開度、車速センサ27による車速、舵角センサ29により検出される操舵角 θ 、前後加速度センサ30による前後加速度、横加速度センサ31による横加速度、および自動変速装置2の変速位置（シフト位置）を表わすレンジ情報等に基づいて、路面状況（低 μ 路走行状態か否か等）、及び、車両の走行状態（高速か低速か・急旋回か否か・高負荷走行か低負荷走行か（加速状態か）・スリップ状態の有無等）を、予めメモリしておいたマップ、計算式等により求める。

【0098】また、上記油圧演算手段96は、判断された車両の走行状態、及び路面状況を基に、予めメモリし

ておいたマップ、計算式等により、動作させる油圧多板クラッチを選択すると共に、その油圧多板クラッチに付加する油圧値を演算する。

【0099】そして、上記油圧設定手段97は、選択された油圧多板クラッチ、及び、その油圧多板クラッチに付加する油圧値に対応して、それぞれ該当する油圧制御装置のデューティソレノイド弁90に対し、所定デューティ比のデューティ信号を出力する。

【0100】次に、本実施の形態の作用を説明する。エンジン1による駆動力は、自動変速装置2からトランスミッション出力軸2aを経てセンターディファレンシャル装置3の第1のサンギヤ39に輸入される。

【0101】そして、第1、第2のピニオン41、42から第2のサンギヤ40と、第1、第2のピニオン41、42を支持するキャリア38とに分配されて伝達し、上記第2のサンギヤ40の動力は、リヤドライブ軸4を介して後輪側に伝達される。また、上記キャリア38の動力は、トランスファドライブギヤ8、トランスファドリブンギヤ9、フロントドライブ軸10を介して前輪側に伝達され4輪駆動で走行する。

【0102】そこで、例えば、前輪側回転数と後輪側回転数が等しい $NF=NR$ の直進走行の場合は、センターディファレンシャル装置3において上記第2のサンギヤ40と上記キャリア38とが同一方向に等速回転することで、上記第1、第2のピニオン41、42は遊星回転しなくなり一体化して回転する。

【0103】こうして、上記第1、第2のピニオン41、42とキャリア38とが一体化することで両者の間には摩擦トルク等が生じない状態になる。そして、このとき、上記第1のサンギヤ39の入力トルク T_i に対する上記キャリア38の前輪側トルク T_F と、上記第2のサンギヤ40の後輪側トルク T_R とのトルク配分は、センターディファレンシャル装置3の歯車諸元が等トルク配分に設定されていれば、この等トルク配分機能の歯車諸元による基準トルク配分となり、 T_F 対 T_R が略50対50に設定され等トルク配分される。また、不等トルク配分に歯車諸元が設定されていれば、この不等トルク配分機能の歯車諸元による基準トルク配分に、 T_F 対 T_R が設定される。

【0104】一方、前輪側回転数が後輪側回転数より大きくなる $NF>NR$ の旋回または前輪側スリップ時には、センターディファレンシャル装置3の上記第1、第2のピニオン41、42が遊星回転し、差動機能を有する歯車諸元により差動作用する。このため旋回時には、前後輪の回転数差が吸収されて、滑らかに旋回することになる。

【0105】そして、このとき第1、第2のピニオン41、42の遊星回転に伴い、その振れ角の違いによるスラスト荷重が、上記第1、第2のピニオン41、42の一方の端面の部分に作用する。また、ギヤ噛合い点の分

離、接線荷重の合成力が上記第1、第2のピニオン41、42、プラネタリピン43の部分に作用して両者によりピニオン回転方向と反対の摩擦トルクと、これに基づく差動制限トルクが生じるようになる。

【0106】そして、この条件では、差動制限トルクがキャリア38の回転を損うように作用することで、差動制限トルクが後輪側に移動して、トルク配分は基準トルク配分より後輪偏重になる。このため、旋回時の回頭性、操縦性が向上する。また、前輪スリップ時には、前輪側トルクの減少により、そのスリップが防止される。

【0107】逆に、後輪側回転数が前輪側回転数より大きいNR>NFの後輪スリップ時には、センターディファレンシャル装置3の上記第1、第2のピニオン41、42が前後輪の回転数差により遊星回転して摩擦トルクを発生する。

【0108】ところで、この条件では、差動制限トルクがキャリア38の回転を促すように作用して前輪側に移動するようになり、このため基準トルク配分より前輪側に多いトルク配分になって後輪側トルクが減少し、これにより後輪スリップが防止される。

【0109】尚、上記遊星歯車機構による差動制限トルクは、入力トルクに対し比例的に生じるため、前後輪のトルクの大小に対して常に同じ割合になり、差動制限機能が常に一定の割合で発揮される。

【0110】上述のようにセンターディファレンシャル装置3により分配された後輪側への駆動力は、プロペラシャフト5、ドライブピニオン6を経て後輪左右駆動力配分装置7に入力され、ファイナルギヤ48を介してディファレンシャルケース49に入力される。

【0111】まず、差動機構部44の作用について説明すると、上記ディファレンシャルケース49が回転されピニオンシャフト50が回転されると、左右輪間に回転差が無い場合には、このピニオンシャフト50に回転自在に設けたディファレンシャルピニオン51が上記ピニオンシャフト50に対して回転せず、このピニオンシャフト50と一体になって公転し、左右のサイドギヤ52、53を等速で回転させ、左右のドライブ軸14、17に駆動力を伝達する。

【0112】そして、左右輪間に回転差が生じた場合には、上記ディファレンシャルピニオン51が上記ピニオンシャフト50に対して回転し、左右輪間の回転差を許容して左右輪間に駆動力を伝達する。

【0113】次に、歯車機構部45とクラッチ機構部46の作用について説明すると、上記差動機構部44を経て駆動力が伝達され、上記左ドライブ軸14に回転により、該左ドライブ軸14に固設された第1の歯車軸55が回転し、この第1の歯車軸55に一体形成の第1、第2の歯車56、57が回転され、第1、第2の歯車56、57にそれぞれ噛合する第5、第6の歯車61、62が回転される。そして、第3、第5の歯車軸67、7

2を介して第1、第2のクラッチドラム69、74、及び、このクラッチドラム69、74に係合するプレート70、75がそれぞれ回転される。

【0114】また、右ドライブ軸17の回転と共に該右ドライブ軸17に固設された第2の歯車軸58が回転し、この第2の歯車軸58に一体形成の第3、第4の歯車59、60に噛合する第7、第8の歯車63、64が回転される。そして、第6、第4の歯車軸73、68を介して、そのスプライン部73a、68aに係合するクラッチプレート70、75がそれぞれ回転される。

【0115】一方、後輪側油圧制御装置34においては、モータ83によりオイルポンプ84が駆動され、レギュレータ弁85による作動油圧がクラッチ制御弁87と、パイロット弁88を介してデューティソレノイド弁90に供給される。

【0116】そして、左右駆動力配分制御装置32は、スロットル開度センサ26によるスロットル開度、車速センサ27による車速、舵角センサ29により検出される操舵角 θ 、前後加速度センサ30による車体前後加速度、横加速度センサ31による車体横加速度、及び自動変速装置の変速（シフト）位置を表すレンジ情報等に基づいて、車両の走行状態および路面状況を判断する。そして、この車両の走行状態および路面状況に応じ、前後の各左右輪に対する最適な駆動力配分量を演算し、この駆動力配分量を得るに適正なデューティ比のデューティ信号を、後輪側油圧制御装置34及び前輪側油圧制御装置35の各デューティソレノイド弁90にそれぞれ出力する。

【0117】そして、このデューティ信号に応じ、各デューティソレノイド弁90により所定のデューティ圧を生じ、このデューティ圧によりクラッチ制御弁87が作動して、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76に供給するクラッチ油圧が制御されることで、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76がそれぞれ接続、開放される。

【0118】ここで、右旋回のときには、外輪側の左輪の駆動トルクを、内輪側の右輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。

【0119】すなわち、右旋回状態のときには、左右駆動力配分制御装置32において舵角センサ29による操舵角 θ 等によって、これが検出され、各センサからの検出情報及びレンジ情報等により補正を行い、前後の各左右輪に対する最適な左右駆動力配分量が演算される。そして、この左右駆動力配分量を得るに適正な各クラッチ油圧を定める各デューティソレノイド弁90に対するデューティ比がそれぞれ設定され、このデューティ比によるデューティ信号が該当デューティソレノイド弁に出力される。

【0120】本実施の形態においては、デューティソレノイド弁90に対するデューティ比が低いほど該デュー

21

ティソレノイド弁90によるドレイン量が減少してクラッチ制御弁87に対するデューティ圧が上昇し、クラッチ制御弁87から油圧多板クラッチに供給されるクラッチ油圧が上昇する。逆に、デューティ比が高いほどデューティソレノイド弁90によるドレイン量が増加してデューティ圧が低下し、クラッチ制御弁87から油圧多板クラッチに供給されるクラッチ油圧が低下する(図10参照)。

【0121】従って、左右駆動力配分制御装置32は、右旋回するとき、第1の油圧多板クラッチ71を接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放すべく、第1の油圧多板クラッチ71へのクラッチ油圧を制御するデューティソレノイド弁に対し、所定デューティ比(例えば、デューティ比0~80%)のデューティ信号を出力し、一方、第2の油圧多板クラッチ76へのクラッチ油圧を制御するデューティソレノイド弁に対して、例えば、デューティ比100%のデューティ信号を出力する。

【0122】そして、左右駆動力配分制御装置32からの各デューティ信号の出力により各デューティソレノイド弁90が作動して、第1の油圧多板クラッチ71は、クラッチ制御弁87、第1の油圧管路36aを介して、所定のクラッチ油圧が第1の油圧室78に供給されることで、第1のピストン77の押圧作動により連結(滑り接続)し、一方、第2の油圧多板クラッチ76は、第2の油圧室80中の作動油が第2の油圧管路36bを介してドレインされることで開放される。

【0123】その結果、第1の油圧多板クラッチ71の連結により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第4の歯車60、第8の歯車64、第1の油圧多板クラッチ71、第5の歯車61、第1の歯車56を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回するときには、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0124】一方、左旋回するときには、外輪側の右輪の駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。

【0125】すなわち、左旋回状態するときには、左右駆動力配分制御装置32において舵角センサ29により操舵角 θ 等によって、これが検出され、各センサからの検出情報及びレンジ情報等により補正を行い、前後の各左右輪に対する最適な左右駆動力配分量が演算される。そして、この左右駆動力配分量を得るに適正な各デューティソレノイド弁90に対するデューティ比がそれぞれ設定され、このデューティ比によるデューティ信号が該デューティソレノイド弁に出力される。

【0126】そして、左右駆動力配分制御装置32は、左旋回するとき、逆に第1の油圧多板クラッチ71を開放

22

し、第2の油圧多板クラッチ76を接続すべく、第1の油圧多板クラッチ71へのクラッチ油圧を制御するデューティソレノイド弁に対して、例えば、デューティ比100%のデューティ信号を出力し、一方、第2の油圧多板クラッチ76へのクラッチ油圧を制御するデューティソレノイド弁に対して、所定デューティ比(例えば、デューティ比0~80%)のデューティ信号を出力する。

【0127】そして、左右駆動力配分制御装置32からの各デューティ信号の出力により各デューティソレノイド弁90が作動して、第1の油圧多板クラッチ71は、第1の油圧室78中の作動油が第1の油圧管路36aを介してドレインされることで開放し、一方、第2の油圧多板クラッチ76は、クラッチ制御弁87、第2の油圧管路36bを介して、所定のクラッチ油圧が第2の油圧室80に供給されることで、第2のピストン79の押圧作動により連結(滑り接続)する。

【0128】その結果、第2の油圧多板クラッチ76の連結により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第2の歯車57、第6の歯車62、第2の油圧多板クラッチ76、第7の歯車63、第3の歯車59を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回するときには、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0129】尚、直進時には、両油圧多板クラッチ71、76を共に開放し、差動機構部44による基準トルク配分となる。

【0130】また、前輪側については、センターディファレンシャル装置3のキャリア38に分配された駆動力がフロントドライブ軸10、ドライブピニオン11を介して前輪左右駆動力配分装置12に入力され、後輪側と同様に制御されるため、その説明は省略する。

【0131】以上のように、本実施の形態における左右駆動力配分装置7(12)は、ベベルギヤ式ディファレンシャル装置から構成される差動機構部44を備える。そして、この差動機構部44は、ドライブピニオン6(11)に伝動構成されるディファレンシャルケース49内にピニオンシャフト50を固定し、このピニオンシャフト50に回転自在に支持されるディファレンシャルピニオン51、51と、ディファレンシャルケース49内に、同軸上に回転自在に配設される左右ドライブ軸14、17(20、22)を挿通し、この左右ドライブ軸14、17(20、22)の先端部に固設されると共に上記各ディファレンシャルピニオン51、51に噛合するサイドギヤ52、53とからなり、ディファレンシャルケース49内部に配設した歯車機構により構成される。

【0132】そして、この差動機構部44を挟んで、歯車機構部45が、その左右に2分割して構成される。す

23

なわち、差動機構部44を挟んで、一体形成された第1、第2の歯車56、57を左輪側出力軸を構成する左ドライブ軸14に固設し、第3、第4の歯車59、60を右輪側出力軸を構成する右ドライブ軸17に固設する。そして、これら第1～第4の歯車56、57、59、60に各々噛合する第5～第8の歯車61～64を有する第3、第5、第6、第4の歯車軸67、72、73、68を、左右ドライブ軸14、17に対し平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成する。

【0133】更に、この同一軸芯上において、第6の歯車62と第7の歯車63間に、差動機構部44のファイナルギヤ58を挟んで、第3、第4の歯車軸67、68（第1、第4の回転部材）間の伝達容量を可変とする第1の油圧多板クラッチ71と、第5、第6の歯車軸72、73（第2、第3の回転部材）間の伝達容量を可変とする第2の油圧多板クラッチ76とを、それぞれ配置して構成される。

【0134】従って、これら構成により、左右駆動力配分装置7(12)は、左右のバランスが向上し、また、左右輪方向の幅寸法を著しくコンパクトに実現することが可能となる。そして、左右駆動力配分装置7(12)の幅寸法のコンパクト化に伴い、左右輪16、19(21、23)とアクスル軸15、18間に配置される自在継手の公差角を小さくすることが可能となつて、耐久性及び信頼性が向上する。

【0135】また、左右駆動力配分装置7(12)は、構成部品点数が少なく、且つ従来の構成品と同一の部品を多用することが可能であり、従来のものと互換性を有し、製造コストを低減することが可能である。特に、第1、第5の歯車56、61による第1の歯車列と第3、第7の歯車59、63による第3の歯車列とのギヤ比、第2、第6の歯車57、62による第2の歯車列と第4、第8の歯車60、64による第4の歯車列とのギヤ比は、それぞれ共通であり、従って、左右輪間のトルク配分の変更を行う歯車の種類も2種類ですみ、騒音、回転における精度が必要とされる歯車管理も容易となる。

【0136】さらに、左右駆動力配分装置7(12)は、左右輪方向の幅寸法がコンパクトに構成されるため、サスペンションの構成部材や排気系部材との干渉や整備時に隙間が確保できるなど、車載性に優れる。

【0137】また、左右駆動力配分装置7(12)は、歯車機構部45の4列の歯車列からなる駆動力配分機構を採用するため、ギヤ比の設定で駆動力配分が調整でき、車両の性格や狙いに容易に適合させることが可能である。

【0138】さらに、左右駆動力配分装置7(12)は、4列の歯車列のギヤ比を所定の関係に設定することで、2組の油圧多板クラッチ71、76のドライブプレートとドリブンプレートの相対回転差を同一にすることができ、同じ摩擦特性（速度と動摩擦係数の関

24

係）が得られる範囲を利用でき、制御精度を向上することができる。

【0139】さらに、左右駆動力配分装置7(12)は、ディファレンシャルケース49（入力側）から駆動力をバイパスするのではなく、一方の出力軸と他方の出力軸との間で直接駆動力を配分する構成であり、油圧多板クラッチ71、76の摩擦トルクを左右の駆動力配分に有効に利用できる。

【0140】また、センターディファレンシャル装置3は、簡単な構造で部品点数も少なく、軽量コンパクトで、このため加工性、組立性に優れ、また動力伝達系の振動騒音に関しても有利になる。そして、センターディファレンシャル装置3と左右駆動力配分装置7(12)は共に軽量コンパクトであり、特に、本実施の形態においては、センターディファレンシャル装置3と前輪左右駆動力配分装置12とを容易に一体化することができ、軽量コンパクトな一体化ユニットが実現できる。

【0141】次に、図12に基づいて本発明の実施の第2形態を説明する。図12は後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図である。

【0142】本実施の形態は、上記実施の第1形態に対し、後輪左右駆動力配分装置7の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比を変えたものである。

【0143】すなわち、同図に示すように、後輪左右駆動力配分装置7は、上記第1、2、3、4、5、6、7、8の歯車56、57、59、60、61、62、63、64の歯数をそれぞれ $z1$ 、 $z2$ 、 $z3$ 、 $z4$ 、 $z5$ 、 $z6$ 、 $z7$ 、 $z8$ として、第1の歯車列のギヤ比を $z5/z1=1.0$ 、第2の歯車列のギヤ比を $z6/z2=1/0.9$ 、第3の歯車列のギヤ比を $z7/z3=1.0$ 、第4の歯車列のギヤ比を $z8/z4=1/0.9$ に設定する。すなわち、第1、第3の歯車列に対し、第2、第4の歯車列が、減速の関係に設定されている。

【0144】このため、本実施の形態においては、前述の実施の第1形態に対し、旋回時における第1の油圧多板クラッチ71と第2の油圧多板クラッチ76の接続関係が逆となる。

【0145】すなわち、右旋回のときには、第1の油圧多板クラッチ71を開放し、第2の油圧多板クラッチ76を接続する。そして、第2の油圧多板クラッチ76の接続により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、上述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第3の歯車59、第7の歯車63、第2の油圧多板クラッチ76、第6の歯車62、第2の歯車57を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回のときには、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0146】一方、左旋回のときには、外輪側の右輪の

25

駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。すなわち、左旋回ときには、第1の油圧多板クラッチ71を接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放する。

【0147】その結果、第1の油圧多板クラッチ71の接続により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第1の歯車56、第5の歯車61、第1の油圧多板クラッチ71、第8の歯車64、第4の歯車60を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回ときには、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0148】尚、直進時には、両油圧多板クラッチ71、76を共に開放し、差動機構部44による基準トルク配分とする。

【0149】次に、図13に基づいて本発明の実施の第3形態を説明する。図13は後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図である。

【0150】本実施の形態は、第3～第6の歯車軸67、68、72、73を、第8の歯車64の右側方に延設し、該第8の歯車64の右側方において各歯車軸67、68、72、73の軸芯上に、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76を一体化して配設したものである。

【0151】すなわち、図13に示すように、差動機構部44を挟んで、一体形成された第1、第2の歯車56、57を左輪側出力軸を構成する左ドライブ軸14に固設し、第3、第4の歯車59、60を右輪側出力軸を構成する右ドライブ軸17に固設する。そして、これら第1～第4の歯車56、57、59、60に各々噛合する第5～第8の歯車61～64を固設する第3、第5、第6、第4の歯車軸67、72、73、68を、左右ドライブ軸14、17に対し車両後方側に平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成する。

【0152】そして、第5の歯車61を固設する第3の歯車軸67を、第6～第8の歯車62～64の中心部を貫通して、第8の歯車64右側方に延設し、また、第3の歯車軸67の外周に沿って、第6の歯車62を固設する第5の歯車軸72を、第7、第8の歯車63、64の中心部を貫通して、第8の歯車64の右側方に延設する。更に、第7の歯車63を固設する第6の歯車軸73を、上記第5の歯車軸72の外周に沿って第8の歯車64の中心部を貫通して、第8の歯車64右側方に延設し、また、第6の歯車軸73の外周に沿って、第8の歯車64を固設する第4の歯車軸68を、該第8の歯車64の右側方に延設する。

【0153】そして、第8の歯車64の右側方に第2の油圧多板クラッチ76が隣接配置され、更に、第2の油

26

圧多板クラッチ76の右側に第1の油圧多板クラッチ71が隣接配置される。

【0154】そして、第5の歯車61を固設する第3の歯車軸67を第1の油圧多板クラッチ71のクラッチハブ98に連設すると共に、第6の歯車62を固設する第5の歯車軸72を第2の油圧多板クラッチ76のクラッチハブ99に連設する。また、第7の歯車63を有する第6の歯車軸73を第2の油圧多板クラッチ76のクラッチドラム74に連設すると共に、第8の歯車64を有する第4の歯車軸68を、第2の油圧多板クラッチ76を囲繞する第1の油圧多板クラッチ71のクラッチドラム69に連設する。

【0155】すなわち、第5の歯車61と第8の歯車64とを第1の油圧多板クラッチ71により伝達容量可変に接続自在とし、また、第6の歯車62と第7の歯車63とを第2の油圧多板クラッチ76により伝達容量可変に接続自在とする。

【0156】一方、本実施の形態における歯車機構部45の4つの歯車列のギヤ比は、上記第1～第8の歯車56、57、59～64の歯数をそれぞれ $z1 \sim z8$ として、第1の歯車列を $z5/z1=0.9$ 、第2の歯車列を $z6/z2=1.0$ 、第3の歯車列を $z7/z3=0.9$ 、第4の歯車列を $z8/z4=1.0$ に設定する。すなわち、第2、第4の歯車列に対し、第1、第3の歯車列が増速の関係に設定されている。

【0157】従って、本実施の形態においては、右旋回するとき、第1の油圧多板クラッチ71を開放し、第2の油圧多板クラッチ76を接続する。そして、第2の油圧多板クラッチ76の接続により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、上述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第3の歯車59、第7の歯車63、第2の油圧多板クラッチ76、第6の歯車62、第2の歯車57を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回ときには、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0158】また、左旋回ときには、外輪側の右輪の駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。すなわち、左旋回ときには、第1の油圧多板クラッチ71を接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放する。

【0159】その結果、第1の油圧多板クラッチ71の接続により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第1の歯車56、第5の歯車61、第1の油圧多板クラッチ71、第8の歯車64、第4の歯車60を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回ときには、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後

27

輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0160】また、直進時には、両油圧多板クラッチ71、76を共に開放し、差動機構部44による基準トルク配分とする。

【0161】尚、本実施の形態においては、第3～第6の歯車軸67、68、72、73を、第8の歯車64の右側方に延設し、該第8の歯車64の右側方において各歯車軸67、68、72、73の軸芯上に、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76を一体化して配設しているが、第3～第6の歯車軸67、68、72、73を、第5の歯車61の左側方に延設し、該第5の歯車61の左側方において各歯車軸67、68、72、73の軸芯上に、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76を一体化して配設しても良い。

【0162】このように、左右駆動力配分装置7のクラッチ機構46を、一方側にまとめて配設することで、前述の第1、第2形態に対し、左右駆動力配分装置7は、前後方向の寸法をコンパクトに実現することが可能となる。

【0163】次に、図14に基づいて本発明の実施の第4形態を説明する。図14は後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図である。本実施の形態は、上記実施の第3形態に対し、後輪左右駆動力配分装置7の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比を変えたものである。

【0164】すなわち、図14に示すように、後輪左右駆動力配分装置7の各歯車列のギヤ比は、上記第1～第8の歯車56、57、59～64の歯数をそれぞれ $z1$ ～ $z8$ として、第1の歯車列を $z5/z1=1/0$ 、

第2の歯車列を $z6/z2=1/0$ 、第3の歯車列を $z7/z3=1/0$ 、第4の歯車列を $z8/z4=1/0$ に設定する。すなわち、第2、第4の歯車列に対し、第1、第3の歯車列が減速の関係に設定されている。

【0165】このため、本実施の形態においては、前述の実施の第3形態に対し、旋回時における第1の油圧多板クラッチ71と第2の油圧多板クラッチ76の接続関係が逆となる。

【0166】すなわち、右旋回の際には、第1の油圧多板クラッチ71接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放する。そして、第1の油圧多板クラッチ71の接続により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第4の歯車60、第8の歯車64、第1の油圧多板クラッチ71、第5の歯車61、第1の歯車56を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回の際には、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0167】一方、左旋回の際には、外輪側の右輪の

28

駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。すなわち、左旋回の際には、第1の油圧多板クラッチ71を開放し、第2の油圧多板クラッチ76を接続する。

【0168】その結果、第2の油圧多板クラッチ76の接続により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第2の歯車57、第6の歯車62、第2の油圧多板クラッチ76、第7の歯車63、第3の歯車59を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回の際には、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0169】次に、図15に基づいて本発明の実施の第5形態を説明する。図15は後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図である。

【0170】本実施の形態は、差動機構部44をダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置により構成し、その右側方に一括して歯車機構部45を配置する。そして、第1～第4の歯車56、57、59、60に噛合する第5～第8の歯車61～64を、左右ドライブ軸14、17の回転軸芯に対し車両前方側に平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成し、さらに、第8の歯車64の右側方において同一軸芯上に、第1、第2の油圧多板クラッチ71、76を一体化して配置したものである。

【0171】すなわち、図15に示すように、ドライブピニオン6を介して回転されるディファレンシャルケース101の内側にリングギヤ102を形成し、その内部において、それぞれリングギヤ102、サンギヤ103に噛合するダブルピニオン式のプラネタリピニオン104、104をプラネタリキャリア105のプラネタリピンに枢支する。そして、プラネタリキャリア105に左ドライブ軸14を連設固定し、サンギヤ103に右ドライブ軸17を連設固定する。

【0172】ここで、ディファレンシャルケース101が回転されると、左右輪間に回転差が無い場合には、プラネタリピニオン104、104が遊星回転せずに、サンギヤ103とプラネタリキャリア105とが同一方向に等速回転し、左右のドライブ軸14、17に駆動力を伝達する。

【0173】そして、左右輪間に回転差が生じた場合に、ディファレンシャルケース101と一体回転するリングギヤ102により、プラネタリピニオン104、104がプラネタリシャフト103aに対し自転しながら、サンギヤ103の回りを公転する。そして、この公転に応じて、上記プラネタリキャリア105を介し左ドライブ軸14に駆動力を伝達し、また、公転と自転との釣合いに応じて上記サンギヤ103を介し右ドライブ軸

17に駆動力を伝達することで、左右輪間の回転差を許容して左右輪に駆動力を伝達する。

【0174】一方、第1、第2の歯車56、67を一体に形成した第1の歯車軸55が、右ドライブ軸17に回転自在に、その外周に沿い、ディファレンシャルケース101を貫通して、上記プラネタリキャリア105の右側方に連設固定される。すなわち、本実施の形態においては、第1、第2の歯車56、57は、プラネタリキャリア105を介して左輪側出力軸を構成する左ドライブ軸14に固設される。

【0175】さらに、上記第2の歯車57に対し所定の間隙を有し、その右側方において、第3、第4の歯車59、60を一体に形成した第2の歯車軸58を、右輪側出力軸を構成する右ドライブ軸17に固設する。

【0176】そして、これら第1～第4の歯車56、57、59、60に各々噛合する第5～第8の歯車61～64を固設する第3、第5、第6、第4の歯車軸67、72、73、68を、左右ドライブ軸14、17に対し車両前方側に平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成する。

【0177】そして、第5の歯車61を固設する第3の歯車軸67を、第6～第8の歯車62～64の中心部を貫通して、第8の歯車64右側方に延設し、また、第3の歯車軸67の外周に沿って、第6の歯車62を固設する第5の歯車軸72を、第7、第8の歯車63、64の中心部を貫通して、第8の歯車64の右側方に延設する。更に、第7の歯車63を固設する第6の歯車軸73を、上記第5の歯車軸72の外周に沿って第8の歯車64の中心部を貫通して、第8の歯車64右側方に延設し、また、第6の歯車軸73の外周に沿って、第8の歯車64を固設する第4の歯車軸68を、該第8の歯車64の右側方に延設する。

【0178】そして、第8の歯車64の右側方に第2の油圧多板クラッチ76が隣接配置され、更に、第2の油圧多板クラッチ76の右側に第1の油圧多板クラッチ71が隣接配置される。

【0179】そして、第5の歯車61を固設する第3の歯車軸67を第1の油圧多板クラッチ71のクラッチハブ98に連設すると共に、第6の歯車62を固設する第5の歯車軸72を第2の油圧多板クラッチ76のクラッチハブ99に連設する。また、第7の歯車63を有する第6の歯車軸73を第2の油圧多板クラッチ76のクラッチドラム74に連設すると共に、第8の歯車64を有する第4の歯車軸68を、第2の油圧多板クラッチ76を囲繞する第1の油圧多板クラッチ71のクラッチドラム69に連設する。

【0180】すなわち、第5の歯車61と第8の歯車64とを第1の油圧多板クラッチ71により伝達容量可変に接続自在とし、また、第6の歯車62と第7の歯車63とを第2の油圧多板クラッチ76により伝達容量可変

に接続自在とする。

【0181】一方、本実施の形態における歯車機構部45の4つの歯車列のギヤ比は、上記第1～第8の歯車56、57、59～64の歯数をそれぞれ $z1 \sim z8$ として、第1の歯車列を $z5/z1=0.9$ 、第2の歯車列を $z6/z2=1.0$ 、第3の歯車列を $z7/z3=0.9$ 、第4の歯車列を $z8/z4=1.0$ に設定する。すなわち、第2、第4の歯車列に対し、第1、第3の歯車列が増速の関係に設定されている。

10 【0182】従って、本実施の形態においては、右旋回するとき、第1の油圧多板クラッチ71を開放し、第2の油圧多板クラッチ76を接続する。そして、第2の油圧多板クラッチ76の接続により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、上述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第3の歯車59、第7の歯車63、第2の油圧多板クラッチ76、第6の歯車62、第2の歯車57、プラネタリキャリア105を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回するときには、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

20 【0183】また、左旋回するときには、外輪側の右輪の駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。すなわち、左旋回するときには、第1の油圧多板クラッチ71を接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放する。

【0184】その結果、第1の油圧多板クラッチ71の接続により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、プラネタリキャリア105、第1の歯車56、第5の歯車61、第1の油圧多板クラッチ71、第8の歯車64、第4の歯車60を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回するときには、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0185】また、直進時には、両油圧多板クラッチ71、76を共に開放し、差動機構部44による基準トルク配分とする。

40 【0186】本実施の形態においては、差動機構部44をダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置により構成しているため、左右駆動力配分装置7の左右輪方向の幅寸法をよりコンパクトに実現することが可能となる。

【0187】尚、本実施の形態においては、左ドライブ軸14にプラネタリキャリア105を連設固定し、右ドライブ軸17にサンギヤ103を連設固定し、ダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置により構成される差動機構部44の右側方に、一括して歯車機構部45を配置すると共に、第1～第4の歯車56、

31

57, 59, 60に噛合する第5～第8の歯車61～64を、左右ドライブ軸14, 17の回転軸芯に対し車両前方側に平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成し、さらに、第8の歯車の64の右側方において同一軸芯上に、第1, 第2の油圧多板クラッチ71, 76を一体化して配置しているが、左右駆動力配分装置7を反転構成して、左ドライブ軸14にサンギヤ103を連設固定し、右ドライブ軸17にプラネタリキャリア105を連設固定し、差動機構部44の左側方に、一括して歯車機構部45を配置すると共に、歯車機構部45の左側方において第1, 第2の油圧多板クラッチ71, 76を一体化して配置してもよい。

【0188】また、第1～第4の歯車56, 57, 59, 60に噛合する第5～第8の歯車61～64を、左右ドライブ軸14, 17の回転軸芯に対し車両後方側に平行に、同一軸芯上にそれぞれ回転自在に配置構成し、その歯車機構の側方において同一軸芯上に、第1, 第2の油圧多板クラッチ71, 76を一体化して配置してもよい。

【0189】次に、図16に基づいて本発明の実施の第6形態を説明する。図16は後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図である。本実施の形態は、上記実施の第5形態に対し、後輪左右駆動力配分装置7の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比を変えたものである。

【0190】すなわち、図16に示すように、後輪左右駆動力配分装置7の各歯車列のギヤ比は、上記第1～第8の歯車56, 57, 59～64の歯数をそれぞれ $z1$ ～ $z8$ として、第1の歯車列を $z5/z1=1/0.9$ 、第2の歯車列を $z6/z2=1.0$ 、第3の歯車列を $z7/z3=1/0.9$ 、第4の歯車列を $z8/z4=1.0$ に設定する。すなわち、第2, 第4の歯車列に対し、第1, 第3の歯車列が減速の関係に設定されている。

【0191】従って、本実施の形態においては、前述の実施の第5形態に対し、旋回時における第1の油圧多板クラッチ71と第2の油圧多板クラッチ76の接続関係が逆となる。

【0192】すなわち、右旋回のときには、第1の油圧多板クラッチ71接続し、第2の油圧多板クラッチ76を開放する。そして、第1の油圧多板クラッチ71の接続により、右ドライブ軸17の駆動力の一部、すなわち右輪側への駆動トルクの一部が、上述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、第4の歯車60、第8の歯車64、第1の油圧多板クラッチ71、第5の歯車61、第1の歯車56、プラネタリキャリア105を介して、左ドライブ軸14に移行される。これにより、右旋回のときには、外輪側の左後輪16の駆動トルクが、内輪側の右後輪19の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0193】一方、左旋回のときには、外輪側の右輪の

32

駆動トルクを、内輪側の左輪の駆動トルクよりも大きくすることで旋回性能を向上する。すなわち、左旋回のときには、第1の油圧多板クラッチ71を開放し、第2の油圧多板クラッチ76を接続する。

【0194】その結果、第2の油圧多板クラッチ76の接続により、左ドライブ軸14への駆動力の一部、すなわち左輪側への駆動トルクの一部が、前述の歯車機構部45における各歯車列のギヤ比の設定により、プラネタリキャリア105を介して、第2の歯車57、第6の歯車62、第2の油圧多板クラッチ76、第7の歯車63、第3の歯車59を介して、右ドライブ軸17に移行される。これにより、左旋回のときには、外輪側の右後輪19の駆動トルクが、内輪側の左後輪16の駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能が向上する。

【0195】図17、図18は、それぞれ前述の実施の第1, 第2形態に対する実施の別形態を示し、差動機構部44を、実施の第1, 第2形態のベベルギヤ式のディファレンシャル装置に代えて、実施の第5, 第6形態と同様のダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置により構成したものである。差動機構部44の構成及び作用は、前述の実施の第5, 第6形態と同様であり、また、歯車機構部45、クラッチ機構部46の構成及び作用は、前述の実施の第1, 第2形態とそれぞれ同様であり、従って、その説明は省略する。

【0196】また、前述の実施の第3, 第4形態において、差動機構部44を、ベベルギヤ式のディファレンシャル装置に代えて、実施の第5～第8形態と同様のダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置により構成してもよく、また、第5, 第6形態において、差動機構部44をベベルギヤ式のディファレンシャル装置により構成してもよい。

【0197】尚、実施の第2形態以降においては、後輪左右駆動力配分装置につき説明したが、前輪左右駆動力配分装置に採用してもよいことは勿論である。

【0198】また、上記実施の各形態においては、差動機構部44として、ベベルギヤ式、或いは、ダブルピニオンプラネタリギヤ式のディファレンシャル装置を採用した例につき説明したが、本発明は、これに限定されず、適宜の差動装置を適用し得る。

【0199】さらに、上記実施の各形態においては、左輪側出力軸として左ドライブ軸14(20)に第1, 第2の歯車を固設し、また、右輪側出力軸として右ドライブ軸17(22)に第3, 第4の歯車を固設しているが、本発明は、これに限定されず、左右駆動力配分装置7(12)の接続関係を反転構成して、右ドライブ軸17(22)に第1, 第2の歯車を固設し、また、左ドライブ軸14(20)に第3, 第4の歯車を固設してもよい。また、左右輪側出力軸は、左右ドライブ軸に限定されない。

【0200】また、左右駆動力配分装置7(12)にお

いて、歯車機構部45を構成する各歯車列の位置、及びクラッチ機構46の位置は、様々に設定することが可能であり、上記実施の各形態に限定されない。

【0201】さらに、歯車機構部45における各歯車列のギヤ比は、上記実施の各形態に限定されず、他の値に設定しても良いことは勿論である。

【0202】また、本実施の形態においては、4WD車において後輪左右駆動力配分装置と前輪左右駆動力配分装置を備えた例につき説明したが、本発明はこれに限定されず、FF車（フロントエンジン・フロントドライブ車）において前輪の左右駆動力配分を行う車両、FR車（フロントエンジン・リヤドライブ車）やRR車（リヤエンジン・リヤドライブ車）等において後輪の左右駆動力配分を行う車両、或いは、4WD車の前後輪のどちらかの左右駆動力配分を行う車両等においても本発明は適用できる。

【0203】また、4WD車に適用する場合のセンターディファレンシャル装置は、上記説明した以外のものであっても良い。

【0204】

【発明の効果】以上説明したように本発明の車両用左右駆動力配分装置によれば、左右の出力軸方向の寸法をコンパクトに実現することができて、左右輪とアクスル軸間に配置される自在継手の交差角を小さくすることができ、これにより、サスペンションの構成部材や排気系部材との干渉や整備時に隙間が確保できるなど車載性に優れる。また、構成部品点数・種類も少なく小型・軽量で、従来の差動装置と装着互換性を有し、製造コスト上有利である。さらに、バイパストルクの調整・設定も容易であり、制御精度が高く、左右輪間で有効に駆動力配分が行えて、耐久・信頼性に優れるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の第1形態に係り、4WD車の全体の概略構成を示す説明図

【図2】同上、後輪左右駆動力配分装置の拡大断面図

【図3】同上、センターディファレンシャル装置の差動機能説明のための各部の概略図

【図4】同上、第1のサンギヤを固定した際の動作説明図

【図5】同上、第2のサンギヤを固定した際の動作説明図

【図6】同上、センターディファレンシャル装置の動力分配機能、差動制限機能説明のための各部の概略図

【図7】同上、各ギヤにより生じる荷重の説明図

【図8】同上、後輪側回転数よりも前輪側回転数の方が大きい場合の説明図

【図9】同上、後輪側回転数よりも前輪側回転数の方が小さい場合の説明図

【図10】同上、左右駆動力配分の油圧制御装置の構成

説明図

【図11】同上、左右駆動力配分制御装置の機能構成を示すブロック図

【図12】本発明の実施の第2形態に係り、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【図13】本発明の実施の第3形態に係り、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【図14】本発明の実施の第4形態に係り、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

10 【図15】本発明の実施の第5形態に係り、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【図16】本発明の実施の第6形態に係り、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【図17】本発明の実施の第1形態に対する別形態を示し、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【図18】本発明の実施の第2形態に対する別形態を示し、後輪左右駆動力配分装置の拡大スケルトン図

【符号の説明】

1 エンジン

20 2 自動変速装置

3 センターディファレンシャル装置

6 ドライブピニオン

7 後輪左右駆動力配分装置

10 フロントドライブ軸

12 前輪左右駆動力配分装置

14 左ドライブ軸（左輪側出力軸）

15 左アクスル軸

16 左後輪

17 右ドライブ軸（右輪側出力軸）

30 18 右アクスル軸

19 右後輪

20 左ドライブ軸（左輪側出力軸）

21 左前輪

22 右ドライブ軸（右輪側出力軸）

23 右前輪

32 左右駆動力配分制御装置

34 後輪側油圧制御装置

35 前輪側油圧制御装置

44 差動機構部

40 45 歯車機構部

46 クラッチ機構部

56 第1の歯車

57 第2の歯車

59 第3の歯車

60 第4の歯車

61 第5の歯車（第1の回転部材）

62 第6の歯車（第2の回転部材）

63 第7の歯車（第3の回転部材）

64 第8の歯車（第4の回転部材）

50 67 第3の歯車軸（第1の回転部材）

35

36

68 第4の歯車軸（第4の回転部材）

73 第6の歯車軸（第3の回転部材）

71 第1の油圧多板クラッチ（第1のクラッチ）

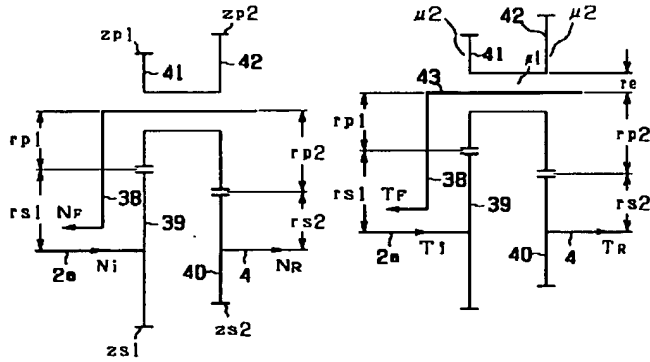
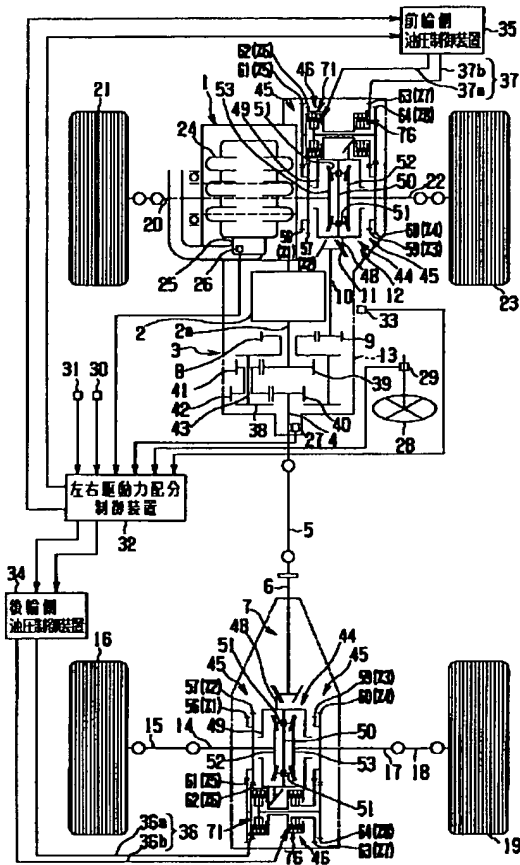
76 第2の油圧多板クラッチ（第2のクラッチ）

72 第5の歯車軸（第2の回転部材）

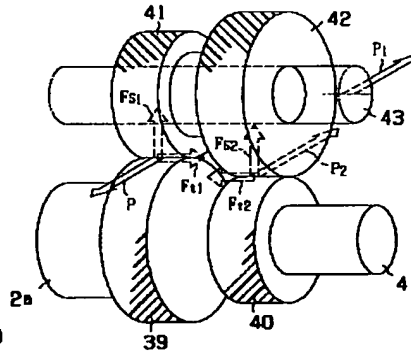
【図1】

【図3】

【図6】

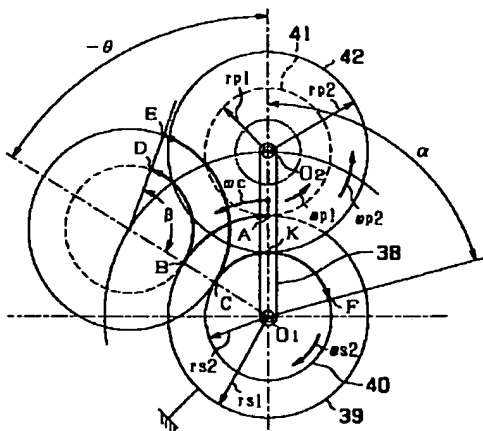


【図7】

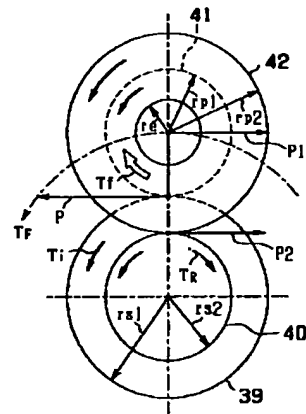
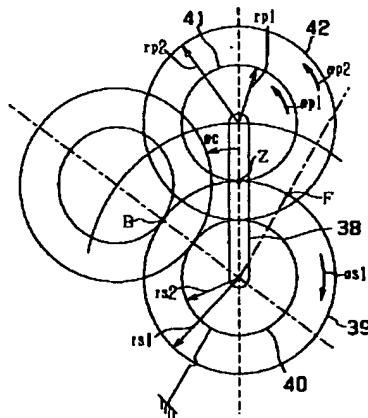


【図8】

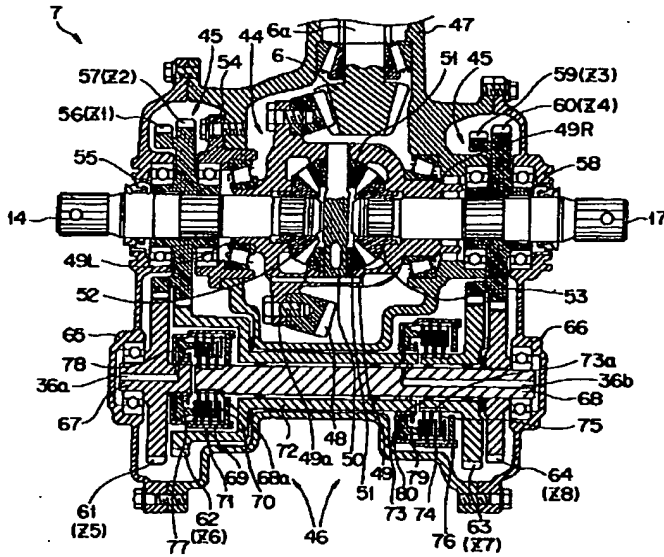
【図4】



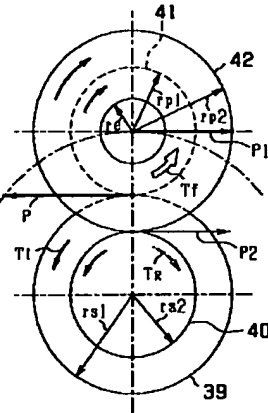
【図5】



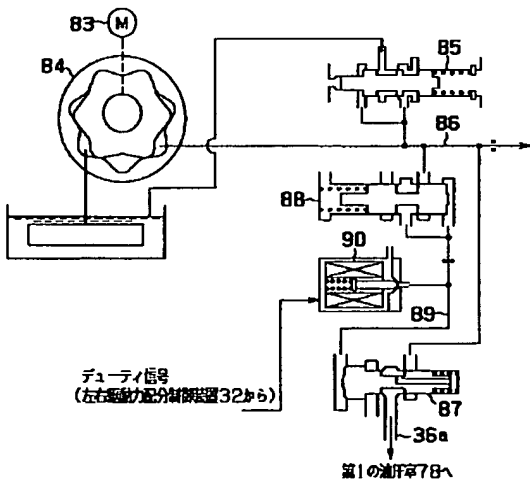
【図2】



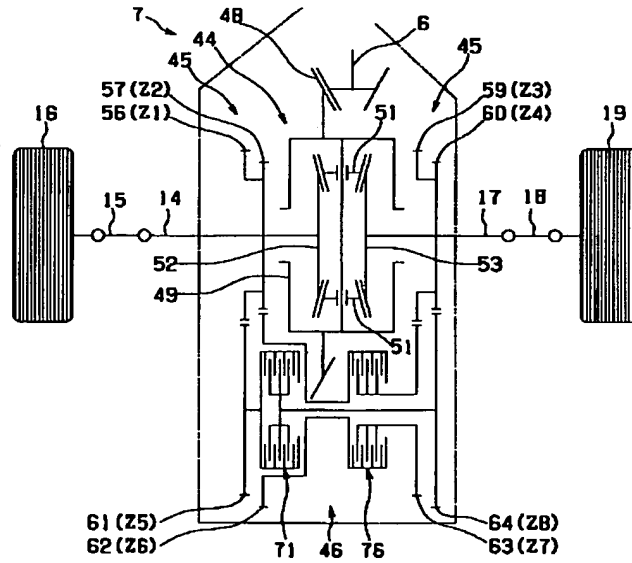
【図9】



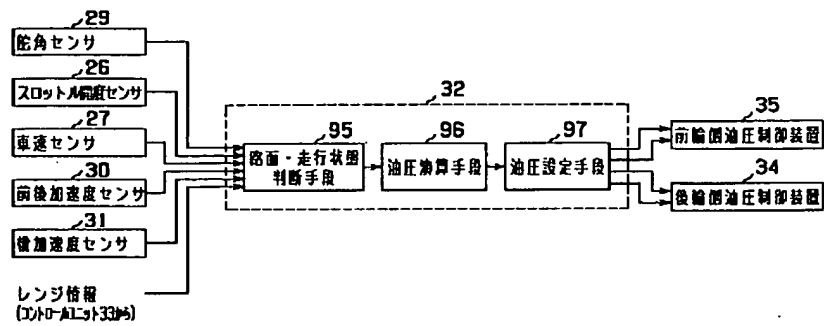
【図10】



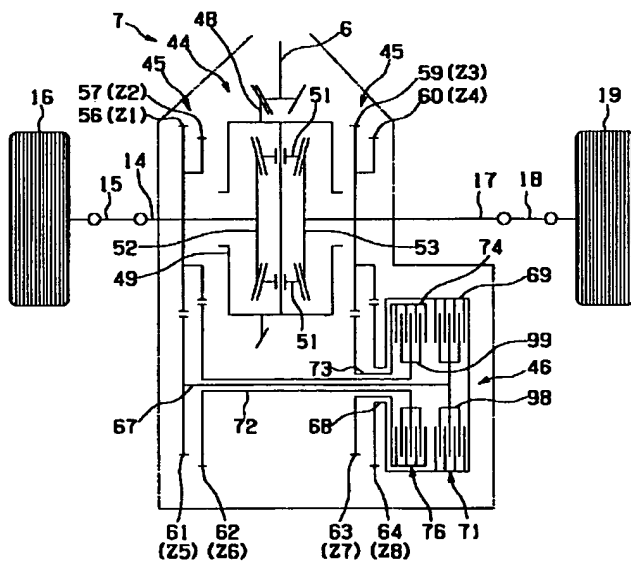
【図12】



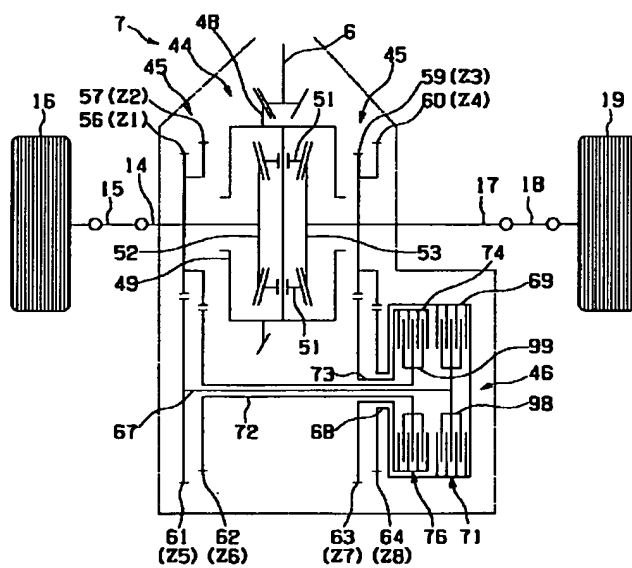
【図11】



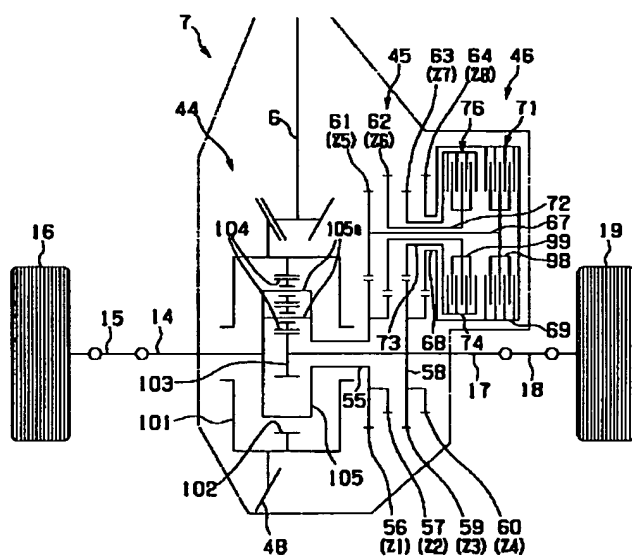
【図13】



【図14】



【図15】



A detailed schematic diagram of a semiconductor device, likely a memory array. The diagram shows a central region with a series of vertical lines (101, 102, 103, 104, 105) representing word lines or bit lines. To the left and right are cylindrical structures (16, 19) representing contacts or electrodes. A horizontal line (14) with a connection point (15) runs across the middle. Various other components are labeled with numbers and letters: 6, 7, 44, 45, 46, 48, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 68, 69, 71, 72, 73, 74, 76, 77, 78, 99, 105a. Some numbers are in parentheses, possibly indicating alternative configurations or specific materials.

【図18】

